

<b>【整番 FE-18-TM-003】</b>	<b>【標題】 API のレシプロポンプ脈動関係規定とその運用</b>
分類：流れ(脈動流)／種別：技術メモ	作成年月：H24.5／改訂：Ver0.0 (H24. 7) 作成者：N.Miyamoto

全 21 枚

## 1. はじめに

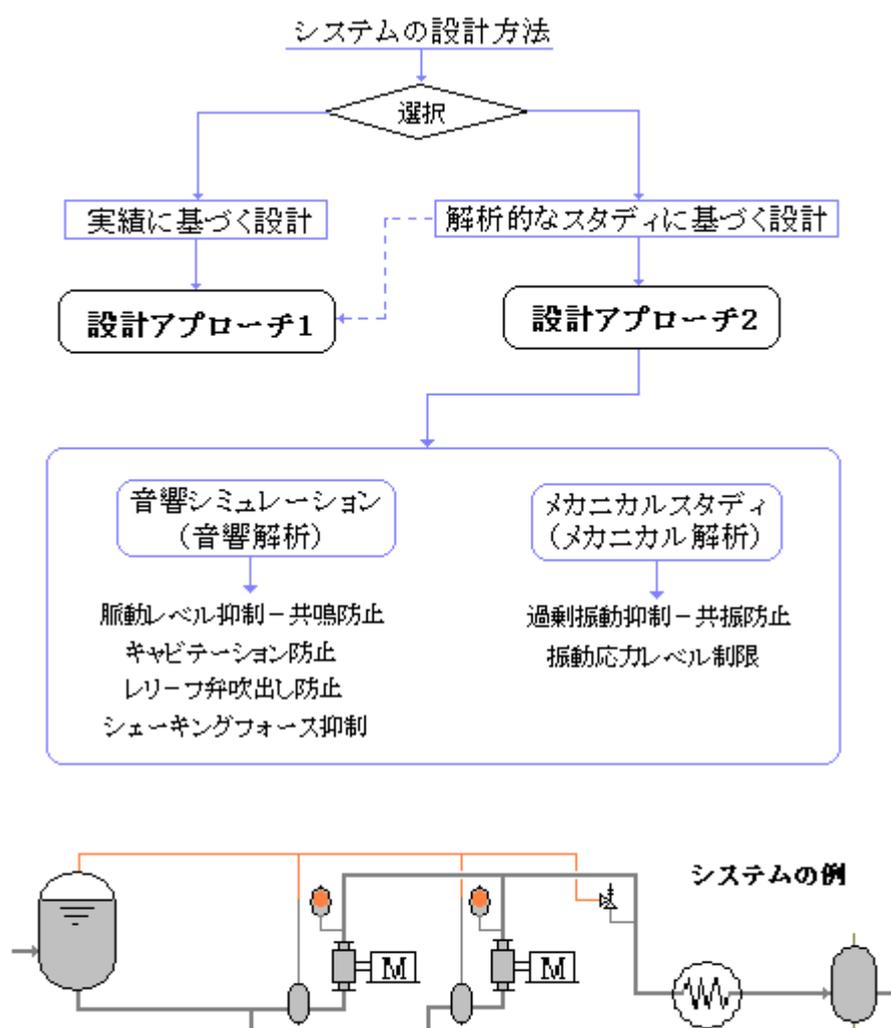
プランジャポンプなどレシプロ(往復動)ポンプは、レシプロコンプレッサと並んで典型的な脈動発生機器であるから、これを組み込んだシステムは、殆どの場合、音響解析に拠るシミュレーション(音響シミュレーション)の対象になる。

この場合、下記の API 規格に含まれる脈動規定は、プランジャポンプの音響シミュレーションとこれをベースにしたシステム設計に対して、公約数的な基準を提供している。

### API STD 674 Positive Displacement Pumps – Reciprocating (Second Edition 1995)

音響論的な扱いに慣れ親しんでいる場合は、比較的、規定内容の理解は速いが、不馴れな場合はわかりにくい所が多く、規定の運用に不安を残すことになる。そこで本 TS では、STD674 の脈動規定に関して運用面での解釈を含めてその内容を紹介し、解説を試みてみたい。

下記に STD674 の脈動規定のプロフィールを示す。



## 2. API 規定の規定内容

API STD674 の脈動関係のコメントは下記の部分に集中して記述されている(比較的わかりやすい)。

本文： 3.6 Pulsation and Vibration Control Requirement

付録： Appendix. E Pulsation Control Technique

Appendix. F Guideline for Pump Piping Design and Preparation  
for an Acoustic Simulation

本文では、脈動のメカニズムと抑制方法を概括するとともに、2つの設計手法(設計アプローチ1、設計アプローチ2)をあげ、それを実施する上での要件(定義/適用/内容/目標など)を規定している。

付録Eは各設計アプローチを実施する上での必要事項(モデル化/解析法/評価など)を補足するもので、付録Fは音響対策の複合性を考えて主に配管設計者向けの要件および情報伝達等のあり方などを補足するものである。

ただ、文章はどうしても抽象化する傾向があり、内容も錯綜したところがあるので、本TSではキイアイテム別に出来るだけ具体的を持たせ、内容をまとめて記述してみた。従って、文章もAPIの表現通りにはなっていない(大半は意味を汲んで書いている)ので注意して欲しい。疑問があれば原本を照合のこと。[ ]内にSTDの条項を表示している(E,FはAppendix. E,Fを指している)。なお茶色の着色部分はTS作成者の補足的な記述部分(解釈を含む)を示している。

### 2-1 脈動のメカニズムと抑制方法 について[3.6.1.2項、3.6.1.2項、3.6.2.1項の一部]

- (1) ポンプによって生じる動的流れとこれに対する配管内の反響(音響共鳴)の相互作用(やりとり)からポンプ/配管内の高圧の脈動、キャビテーション、過剰振動あるいは損傷が起きる。その場合、相互作用から生じる配管の脈動特性は、次のようなファクタに依存している。
  - ・装置レイアウトの複雑さ、配管レイアウト、
  - ・ポンプの台数/タイプ/サイズ、プランジャ本数、運転速度とその範囲
  - ・流体物性(特にポンプ輸送液の物性)、装置運転条件
- (2) 脈動・振動を抑制するために用いられる方法には、次の3つがある。
  - a. 脈動抑制装置(以下PCD)。例えば、ダンパナ(Dampener)、アキュムレータ、油圧分離器、インヒビタ、サープレッサ(Suppressor)、スタビライザ(Stabilizer)、音響フィルタおよび特に選ばれた配管形状
  - b. 装置(システム)設計。脈動と減衰の干渉効果、配管振動緩和の要件、ポンプ性能およびポンプ内蔵の弁(ポンプ付き弁)の寿命に関するスタディに拠る。
  - c. メカニカルレストレント(機械的拘束)。すなわち配管拘束のタイプ、配置、点数など
- (3) 設備購入者は脈動・振動抑制を目的に [ 設計アプローチ1、設計アプローチ2 ]の何れかの設計手法を指定する。設計アプローチ2であって既存設備が音響的に新設に繋がる場合は、設計アプローチ2で必須要件になる音響シミュレーションの範囲に、既存設備を含めるように指示する必要がある。

なお、脈動・振動の抑制に際しては、装置全体としての意思統一を図るために、ポンプベンダーと配管設計者の間を調整する必要がある。

## 2-2 設計アプローチ1について [3.6.2.1項、E.1.1]

(1) 本アプローチは、脈動に適した配管レイアウトとサポート/レストレントシフトおよび裕度を持ってセットされた有効NPSH及び(若しくは)PCDを使用することで脈動・振動を抑制するもの。その場合ポンプ・配管装置の音響シミュレーションは必要としないが、類似装置の実績から脈動のない運転が十分に期待でき音響シミュレーションの無用であることを認めてもらう必要がある。

なお、ポンプのキャビテーションは往々にして脈動によって誘発されるが、その場合、擬似静的な手法で配管脈動を扱った加速ヘッド計算[3.(8)を参照]から吸込みヘッドを求め、これによって十分な有効NPSHがありキャビが起きないことを確認するのは難しい(STD674は旧来法の加速ヘッド計算を拒絶している)。

(2) 設計アプローチはいずれも“解析的なスタディ”を歓迎しているが、そのスタディの中には最大許容脈動レベル(3.6.2.2項定義)をクリアするための占有(特許)的で経験的な解析テクニック(音響シミュレーション無し)を用いたポンプ脈動抑制装置の設計が含まれている(ことがある)。その場合、この設計法を採用して設計アプローチ1と称することも可能だが、音響シミュレーション無しで、許容脈動レベルをクリアしたかどうかを知るのは不可能であることに気付くべきである。また“解析的なスタディ”には、音響加振周波数(ポンプ周波数)と共鳴する恐れのあるクリティカルな配管長を求めるための配管装置の簡易解析が含まれるが、この共鳴管長のチェックは設計アプローチ1でも実施されるべきである。

## 2-3 設計アプローチ2について [3.6.2.1項、E.1.2/E.1.3]

### 2-3-1 全般 [3.6.2.1項]

(1) 設計アプローチ2には、次のアクションに基づく脈動コントロールが含まれている。

- ・立証済みの音響シミュレーション(=音響解析)技術を用いて開発されたPCDの使用
- ・脈動に対する振動応答を制御するための配管/支持装置のメカニカル解析(クランプ設計&支持間隔)

[前者は音響シミュレーションの実施を前提とするものであるから、設計アプローチ2は、実質上、音響解析とメカニカル解析に依存した設計手法すなわち Design by Analysis に等しい。]

このアプローチは、通常、次のような装置に適用できる。

- ・クリティカルなポンプ・配管システム
- ・複合した並列ポンプシステム
- ・速度変化/多種流体扱い運転変化のあるアプリケーション

このような装置では安全性や信頼性が重視されるので、結果の適合性について文書化する必要がある。

### 2-3-2 音響シミュレーションに関して [3.6.2.1項、E.1.2、F.3.1、F.3.2]

(1) 設計アプローチ2では、ポンプ及び重要な連絡配管全てを含む全ポンプシステムの音響特性について音響シミュレーションが実施されなければならない。

この場合、シミュレーション技術の要件としては、下記のようなものが挙げられる。

- ・ポンプ脈動の発生メカニズムをモデル化できること
- ・ポンプ・配管を通じて脈動の程度(大きさ)を予測できること

- ・脈動から派生するシェーキングフォースを予測できること
- ・選択した PCD の有効性が評価できること
- ・必要に応じて効果的なヘルムホルツ型フィルタやサージボリュームを開発できること
- ・キャビテーションのポテンシャルを予測できること。

なお音響シミュレーションでは **ポンプ付き弁の動的効果** (例えば作動の遅れ/リフト/バネ予荷重/剛性/弁面積など)を考慮すべきである。何故なら、これらは脈動の大きさに有意な影響を与えるからである。

また音響シミュレーションが実施されるときは、**加速ヘッド計算は必要ない**(前述の通り)。何故なら、シミュレーション(音響解析)から得られるプランジャの複合圧力波はワーキングチャンバを充填するに必要な流体ヘッドを正確に表わすことができるからである。[以上、3.6.2.1 項]

- (2) **音響解析モデルについて**。音響解析ではポンプー配管の音響上の相互作用を念頭に置いたモデル化のテクニックが用いられる。このモデル化はポンプ付き弁を通過する流れとポンプ通路や配管に生じる圧力変化の間の動的な相互干渉を説明できるものでなければならない。[以上 E.1.2]

配管システムのモデル化の範囲は、配管の変化がスタディ下のシステムの役割に、また設計における音響特性に殆ど意味を持たなくなるポイントまでとする。典型的な例を挙げれば、

**吸込側の大きな容器/容積 → ポンプ → 吐き出し側の大きな容器/容積または無限ライン**が音響解析の範囲になる。ここで無限ラインとは、反射波が極めて低いレベルまで減衰するのに十分な位長い配管を云う。なおモデル化範囲に出入りするライン(例えばレリーフラインやバイパスライン)は解析に含まなければならない。なお大きな容積要素がポンプから非常に遠く離れている場合は、適切な配管長を選んで脈動レベルを抑え脈動から誘起される振動問題を最小に収める。[以上、F.3.1、F.3.2]

- (3) **音響解析条件について**。解析に際しては配管システムを通して最大の圧力脈動値を予測できるように運転条件及びポンプ圧力段階を設定する。

なお運転条件の変化は、解析に適用するパラメータを、仕様上の運転条件の前後に広げることで解析できる。具体的には**仕様回転数前後の範囲内**でシミュレーションを繰り返せばよい。[以上 E.1.2]

- (4) **脈動レベルについて**。音響シミュレーションによって得られるポンプ・配管システムの脈動レベルは、**2-5-1 項(1)に示される許容脈動レベル[(3-1)式]** ないし購入者ーベンダ間で合意を得た基準レベルでなければならない。

なお、ポンプ吸込側及び吸込配管の脈動レベルは、キャビ防止に必要な圧力を確保できるレベル、具体的には **2-5-1 項(2)に示される 3-2)式**を満足するレベルないし購入者ーベンダ間で合意を得た基準レベルでなければならない。

更に、ポンプ吐出側及び吐出配管については、レリーフ弁の吹出しを防止できるレベル、具体的には **2-5-1 項(3)に示される(3-3)式**を満足するレベル、ないし購入者ーベンダ間で合意を得た基準レベルでなければならない。なお破裂板にも**(3.3)式は適用**できる。

もし許容/基準を越えるなら、PCD や配管システムなどを変更して許容値を満たすまで解析を繰り返す。

[以上 3.6.2.1 項、E.1.2.1、E.1.2.3]

- (5) シェーキングフォースについて。配管システムのクリティカルな要素（PCD、PCD のインターナル、容器あるいは両閉じヘッダなど）に作用する、脈動から誘起されたシェーキングフォース及び不平衡力の最大値を予測しなければならない。

もしシェーキングフォースが過大であるなら、PCD や配管システムなどを変更して基準を満たすまで解析を繰り返す。[以上 E.1.2.2]

- (6) 配管共鳴の防止について。ポンプ-PCD-配管には音響的な相互作用(やりとり)があるが、この相互作用が昂じて共鳴傾向に及ぶと有害な脈動が現れる。その場合、回転数一定のポンプでは、配管長さを加減しいわゆる共鳴管長を回避することで、この最悪の相互干渉(共鳴)を最小に抑えることができる。

共鳴管長の介在によって、配管内の液柱の固有振動数がポンプ・プランジャの基本周波数の倍数に漸近すると、最大級の圧力変動(脈動)が発生することは、音響解析をやれば直に理解できる。典型的な管路モデルの共鳴管長の算定式を、後述 2-5-2 項に示す。

なおプランジャの基本周波数は[プランジャ本数 x ポンプ回転数(rpm)/60]で与えられる。この整数倍(1~4 倍)の周波数の±10%内にある共鳴域を回避するように、実際の管長を調整するのが望ましい(推奨される)。共鳴管長が最も重要になる配管エリアはポンプに最も近い部分である。

以上の共鳴管長の扱いはごく単純なケースで可能である。ポンプ回転数が増える場合、音速変化がある場合、径変化がある場合あるいは複数ポンプ運転の場合は計算が煩雑になる。そんな場合は、音響解析によって適正に処理することができる。[以上、F-2.1~F2.5]

[共鳴管長チェックが音響シミュレーションの代替になるかどうかの議論は運用で議論する。]

### 2-3-3 メカニカル解析/スタディについて [3.6.2.1 項、E.1.3]

- (1) 脈動抑制に連動して、配管の機械的固有振動数を有意な音響エネルギーの最大周波数以上のレベルに維持して振動(共振)を抑える必要がある。そこで設計アプローチ 2 には、当該配管システムに十分なサポート機能や減衰機能があることを確認するための機械的な評価が含まれていなければならない。

配管の共振を防ぐために必要なサポート間隔やクランプタイプは、シミュレーション(メカニカル解析/スタディ)で決定しなければならない。またメカニカル解析によって、十分な安全係数を用いて配管の振動応力が配管材の耐力限(疲労限界応力)以下であることを確認しなければならない。

[以上、3.6.2.1 項]

- (2) 具体的に言えば、このスタディでは、公知の振動係数、ノモグラフあるいはコンピュータ計算(固有値解析)などから各配管スパンの固有振動数を算定して、配管スパンの固有振動数が加振周波数(ポンプ周波数)と同調(共振)しないことを確認する。これによって、配管サポートやクランプのタイプ、効果的な拘束方向およびサポート配置が得られる。[以上、E.1.3]

## 2-4 その他スタディ(オプション)に関して [E.1.4、E.1.5]

- (1) ポンプ付き弁の動的応答スタディについて。この解析は弁のバネ要素やシーリング要素の動的応答を、ポンプケーシング作用圧力とポンプ幾何パラメータの相互作用を考慮して計算するもの。ポンプの動的流れ特性、ケーシング作用圧および弁の衝撃特性に対する弁の動的効果を評価する。[以上、E.1.4]
- (2) 配管システムのフレキシビリティ解析について。この解析は温度勾配、管フィッティング重量、静圧あるいはボルト締付ひずみあるいはポンプ/配管要素の伸びから生じるフォースや応力を予測するもの。ASME の適用コードで規定される許容応力で評価する。脈動・振動には直接関係しないが、支持拘束を嫌うので、振動対策用の支持拘束とは矛盾している。調整が必要になる。[以上、E.1.5]

## 2-5 脈動及び共鳴に関する制限規定について

### 2-5-1 脈動に関する許容レベル [3.6.2.2.1、3.6.2.2.2、3.6.2.2.3 項]

- (1) 設計アプローチ 2 の場合、PCD を除く吸込配管、吐出配管の P-P 脈動レベルは、各脈動周波数成分について与えられる下記の許容レベルを越えてはいけない。

$$\text{SI 単位系: } P_1 = 3500 / (\text{ID} \cdot f)^{1/2} \quad \text{-----(3.1)}$$

$$\text{US 単位系: } P_1 = 100 / (\text{ID} \cdot f)^{1/2}$$

ここで  $P_1$  = 最大許容脈動レベル (kPa, psi) — 各脈動周波数における各脈動成分の Peak-Peak 値 (全振幅)

ID = 管の内径 (mm, inch),  $f$  = 脈動周波数 (ポンプ周波数) (Hz) [ $= (\text{rpm})n/60$ ]

rpm = ポンプ回転数 ( $\text{min}^{-1}$ )、 $n$  = 次数 (= 1, 2, 3, 4, …)

- (2) 他に規定がない場合、キャビテーション防止のため、吸込配管の最大複合圧力波の振幅は次の式を満足しなければならない。

$$P_2 < 1.5(P_s - P_v) \quad \text{-----(3.2)}$$

ここで、 $P_2$  = 複合圧力波の P-P 振幅 (kPa, psi)、 $P_s$  = 平均吸込圧力 (kPa, psi)

$P_v$  = ポンプ輸送流体の飽和蒸気圧 (kPa, psi)

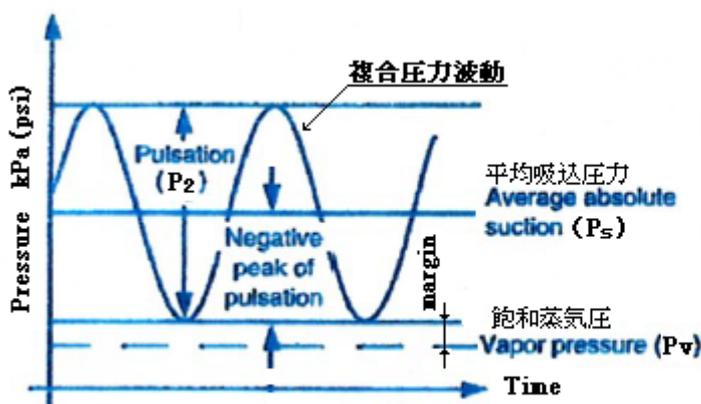


Figure 3—Suction 側の圧力制限

キャビテーションは 複合圧力波の負側の振幅 ( $0 - P$ ) が、[平均吸込圧力 - 飽和蒸気圧] に等しくなった時に発生する。しかし設計的にはマージンが必要であるため、(3.2)式では、 $[1 - 1.5/2 = 0.25]$  即ち 25% の裕度をとっている。

複合圧力波動とは、各次の波動成分を合成したものであるから実際に近い波動ということになる。従ってこの図のような正弦波になることは稀れで、実際はもっと複雑な波形をしている。注意のこと。

(注)  $P_s, P_v$  はゲージ圧または絶対圧のいずれかにて。

- (3) 他に規定がない場合、レリーフ弁における複合圧力波の正のピーク圧力とレリーフ弁設定圧力の間

マージン(隔離)は、平均吐出圧力(最大仕様値)の 5%または 165 k Pa(25psi)のいずれか大きい方をとる。  
すなわち、

$$P_P \leq P_R - P_D - (0.05P_D) * \text{-----(3.3)}$$

但し( \*)→平均吐出圧力(最大仕様値)の 5%または 165 k Pa(25psi)のいずれか大きい方

ここで、 $P_P$ =複合圧力波の正側の片振幅(P-0) (kPa、psi)、 $P_R$ =レリーフ弁設定圧力 (kPa(g)、psig)  
 $P_D$ =平均吐出し圧力(最大仕様値) (kPa(g)、psig)

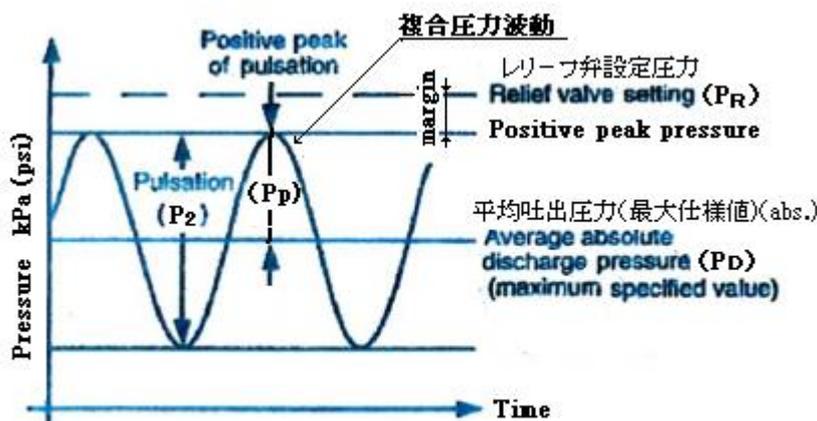


Figure 4—Discharge 側の圧力制限

### 2-5-2 共鳴管長 [F.2.1、F.2.2、F.2.3]

(1) 両端開または両端閉の配管に対して、下記から得られる共鳴管長の±10%以内の配管長は回避すべきである(推奨)。なお配管は同径ないし同径に近いものとする。

$$L_H = 30C / (n \cdot p \cdot N) \text{-----(F-1)}$$

ここで、 $L_H$ =共鳴管長(m,ft)、 $C$ =液体音速(圧力波伝播速度)(m/s,ft/s) → 末尾添付参照

$n$ =加振側の次数(=1,2,3,...)、 $p$ =プランジャ本数(3,5,7,9 そのほか)

$N$ =ポンプ速度(回転数)(r.p.m)

当式は管径が変化しない、大きなボリューム(槽類/拡大管)間の配管あるいは両端が盲になったヘッダ管などに適用できる。

(2) 一端が閉で一端が開の同径配管に対して、回避しなければならない配管長(共鳴管長)は下記の式から得られる。なお配管は同径ないし同径に近いものとする。

$$L_Q = 15C / (n \cdot p \cdot N) \text{-----(F-2)}$$

ここで、 $L_Q$ =共鳴管長(m,ft)、他の記号は(F-1)式に同じ。当式はレリーフライン、先止まり小径分岐あるいはバイパスラインなどに適用。

(3) 共鳴管長についてはアプローチ 2 のみならず、アプローチ 1 でも確認されるべきである。

## 2-6 音響シミュレーション(音響解析)実施上の留意点 [Appendix. F]

(1) レシプロポンプと配管システムの間には相互作用による動的系が形成されるので、これらを分離して音響解析することはできない。それ故に、脈動システム設計者と配管システム設計者が別々のベースで最終解析を行ってコスト効果が保証できる設計案に到達するのはかなり難しい。

プロジェクト進行中の 配管設計者－ポンプベンダーPCD 設計者のコミュニケーションは、問題を最小に押さえてシステム全体をベストなものにするうえで重要である。重要な意思疎通の場合は、プロジェクト開始当初と、相互干渉下の音響シミュレーション/メカニカル解析中の連絡会議 (post-order coordination meeting)にある。

[なお購入者はベンダサービスや第3者サービスを使い社内の音響シミュレーションを実施してもよい。]

(2) 音響シミュレーションは、これを適切に実行してゆくために、かなりの情報量を必要とする。普通、購入者は情報の有効性を調べるために調整者(Coordinator)になる。

(3) システム設計者からの情報に関しては、下記の事項によるべきである。

- ① ポンプデータシートには全ての運転条件(速度/圧力 etc)と輸送流体が明記されていること。
- ② イソメ図には全ての分岐ラインとレリーフラインを含めて、全ての長さ(バンド/弁/レディーサ間の寸法)及びラインサイズ/sch.が記載されていること。
- ③ もしメカニカルスタディが実施されるなら、サポート間隔や各位置のサポート/クランプタイプがイソメ図に記入されていること。各タイプのサポート/クランプの詳細図も必要である。
- ④ スタディの範囲を決める上で、全ての機器配管を含む P&ID が必要である。
- ⑤ 変更案の可否を決める上で有効な配置図が必要である。この場合、書き込みやレポート添付可能な複写図がよい。
- ⑥ 全配管の完全な最新情報が供給されねばならない。その場合、吸込側の大容量要素から吐出側の大容量要素ないし無反射境界までの情報が含まれること。分岐ラインについては遮断弁や大容量要素まで含まれること。
- ⑦ オリフィスや流れ抵抗要素を明示し、その圧力降下に関する明細を提示すること。
- ⑧ インターナルも含めノズルの位置/内径/長さを示した容器(ベッセル)の詳細図が必要である。また器内の圧力降下量も明示すること。
- ⑨ 異なる流れ経路(流路)があるなら、各経路での全ての弁の**設定状態(開/閉)**を十分な示した情報を提供すること。また異なる流体が含まれるなら、どの流路にどの流体が流れるか説明すること。流れが分岐ラインに出入りするなら、流体内容/流量/流れ方向を示すこと。
- ⑩ 2つ以上のポンプが同じ配管に連結する場合、それらをどう運転するか明確な説明が必要である。

(4) PCD ベンダからの情報にはノズルの位置、長さ、内径及びインターナル詳細を示した個々の PCD の詳細寸法図がふくまれねばならない。インターナルにガスチャージ袋またはガス覆いを持った PCD (アキュムレータ)ではガス量及びチャージ圧力を明示すべきである。また設計流量に対する圧力降下量(圧損)も与えなければならない。PCD ベンダは、ゴム質のガスチャージ袋の有効バネ特性/質量特性について十分な情報を提供しなければならない。

(5) ポンプベンダからの情報は以下のとおり。

	項目	設計アプローチ 1	設計アプローチ 2
ポンプデータ	シリンダ(内部通路)	○	○
	形状データ(ボア/ストローク/RPM)	○	○
ポンプ付き弁	弁タイプ、弁リフト、重量		○
	バネ予荷重、バネ定数		○
	全投影面積、リフト面積、		○
	有効全リフト流れ面積		○

### 3. 脈動規定とその運用について－補足説明

(1) まず STD674 の適用対象について。産業分野において完全に連続的に液体をフィードできるポンプはなく、たとえ遠心ポンプでも若干の間欠動作がありフィード流体の流れには脈動が残る。まして、往復式(レシプロ式)のポンプは、ポンプ室のピスト的な動作によって液体のフィードが断続的になり、吸込み側/吐出し側いずれにも顕著な脈動が現れる。レシプロポンプには次のようなものがある。

**ダイヤフラムポンプ**：ダイヤフラムの容積変化で流体を輸送するもの。液体を攪拌せず定容積の輸送が可能で、薬品注入などに用いられる。

**ピストンポンプ**：ピストンの往復運動で流体を輸送するもの。次の代表的なポンプがある。

- ・アキシヤルピストンポンプ

回転するバルブプレートによる弁機構と回転する傾斜した板によるピストンの往復運動で圧力を与えるもの。

- ・ウォーシントンポンプ

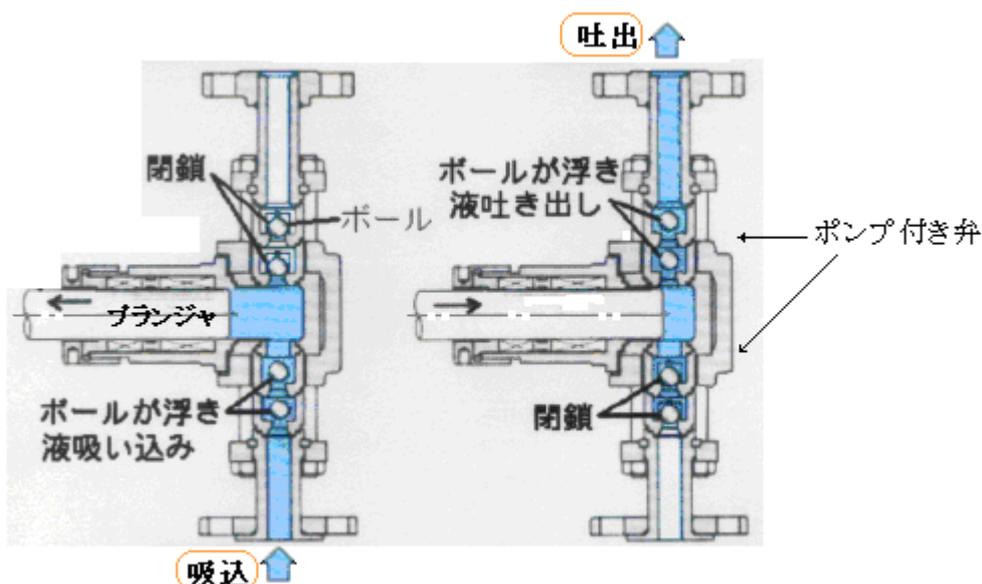
蒸気ピストンで駆動されるもの。蒸気ボイラなどに使用される。

**プランジャポンプ**：プランジャの往復運動で液体を輸送するもの。

- ・ロータリー式プランジャポンプ

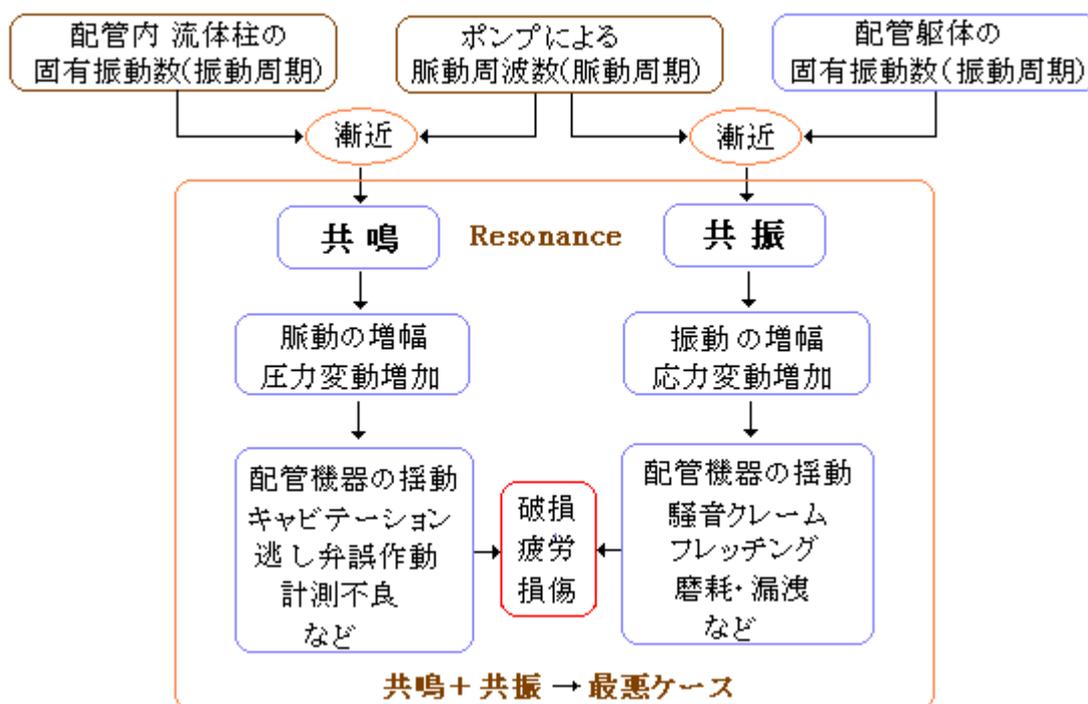
- ・ユニフローポンプ

STD674 は、このレシプロポンプ(特にプランジャポンプ/ピストンポンプ)を対象にしている。



(2) STD674 の脈動規定の趣旨について。規格特有の硬い表現になっているが、その趣旨は至って簡明で、  
吸込ライン vs レシプロポンプ vs 吐出ライン → ポンプ vs 主に配管  
の間で発生する[共鳴 & 共振]の緩和・抑制に尽きるとみてよい。共鳴/共振の発生とこれに伴う  
トラブルの相関は以下ようになる。

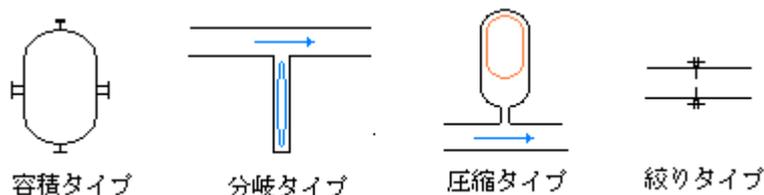
[ STD674 は、脈動/振動を共鳴/共振によるものときめこんで気述しているわけではない。脈動について  
はポンプー配管の相互作用という表現をとっている。この表現については後の(6)で説明するが、  
詰まるところ、脈動の共鳴による増幅を問題の引金に割当てれば、STD674 規定の理解は楽になる。]



(3) 脈動・振動の抑制方法について。STD674 は PCD/装置設計/メカニカルレストレントの 3つを挙げて  
いるが、これについて少し補足しておく。

「PCD」は ACD(Acoustic Control Device)とも呼ばれ、専ら脈動抑制のためあるいは脈動抑制を兼ねて  
設置されるもので、機能的には次のタイプがある。

- ・容積タイプ：脈動を吸収するもの。単一タンク、複数タンク(π形フィルタ)、拡大管など
- ・分岐タイプ：脈動を分離するもの。例えば分岐管、共振型フィルタなど
- ・圧縮タイプ：気体の圧縮性を利用するもの。例えばアキュムレータ類
- ・絞りタイプ：減衰/反射を利用するもの。例えば、オリフィスや絞り弁など



STD674 で言うダンパ/スタビライザ/音響フィルタは容積タイプに、アキュムレータは圧縮タイプ

に、サプレッサは絞りタイプになると思われる。「特に選ばれた配管形状」は容積タイプ(拡大管)や分岐タイプ(分岐管)などに該当する。一方、油圧分離器やインヒビタは容積タイプに属し脈動抑制を兼ねたものと解せられる。

プロセス的には専用型の PCD は余分な存在であるが、音響的には不可欠な存在。特許品も多く経験的なノウハウによるものもあるが、音響解析で扱えない場合は問題である。STD674 は基本的に、音響シミュレーション(音響解析)で、その効果が確認できることを PCD の要件にしているからである。

「装置設計」は、拡大管/分岐管/絞り要素など PCD 的な配管構成要素も含めた通常の装置設計の領域の中で、特に、脈動に対して共鳴を回避するとともに振動に対してダンピング効果を持つ動的な設計を強調したと思われる。

「メカニカルレストレント」は振動抑制のための支持拘束装置を指しており、一般の支持装置とは区別されている(実際、これらの支持装置の機能は相反する場合もある)。

(4) 設計アプローチについて。脈動・振動が懸念される設備では、次のような脈動・振動抑制のための設計手法が考えられる。

- ① 解析的なスタディ結果に基いた設計
- ② 実績的に健全性が実証された類似設備の例を踏襲した設計
- ③ 過去の解析事例や運転実績に基づいて基準化された設計(必ずしも類似設備に限らない)

STD674 では、脈動・振動対策として、2つの設計方法(設計アプローチ1と設計アプローチ2)が提示されているが、上記①はアプローチ2、②③はアプローチ1に該当すると思う。

いずれのアプローチであっても、装置ベンダーはユーザにその設計の妥当性を認めてもらう必要がある。①ではスタディ結果が STD674 の許容レベルを満たしていることを、②では当該設備に類似した既存設備が実績的に許容レベルを満たしていることを、③では基準化の根拠を実証的に説明できることをユーザに示す必要がある。結局、アプローチ1とアプローチ2の違いは、その設計の妥当性に関する実証方法の違いに尽きるとと思われる。

アプローチ1は、検討が省略できるため低コストであるが、100%コピーの新規設備は少ないので何らかの補足的な検討が必要になる。結局、アプローチ2に流れてしまう確率が高い。

アプローチ2は、解析的なスタディに手間と費用がかかる。STD674 では、音響的に特異性があり信頼性が要求される設備についてアプローチ2が推奨されているが、これは API が認証機関(SWRI などに限られる)によるアナログ解析を前提にしてその割高を意識しているからではなかろうか(?)。[アプローチ1+解析的スタディでアプローチ2を避けることも考えられる。]

(5) アプローチ2の内容について。脈動・振動抑制のための設計手法としては上述のようにアプローチ1の適用が限られるため、アプローチ2の採用が大半を占めるような気がする。2-3-1に示すようにアプローチ2は、ASME コード等で云う Design by Analysis に該当すると思われ、

- 共鳴に対して → 音響シミュレーション(≒音響解析)、
- 共振に対して → メカニカル解析/スタディ

で対処している。なお STD674 では、前者の共鳴対策として一方的に PCD の使用を要求しているが、これは、PCD を使用せずに脈動を抑制するのは極めて難しいという認識があるためと思われる。

音響シミュレーションについて STD674 は、ポンプー配管の連成を考慮した厳密な解析を要求しているが、これは解析ソフトの機能に係わるので注意する必要である（次項で詳しく述べる）。また間接的ながら解析ソフトに関して、使用する PCD の効能が評価できる機能や、必要に応じて更に有効な PCD を開発できる機能を要求している。これはプログラム能力に対する要求であるばかりでなく、使用 PCD の適用制限にもなるので注意すべき（使用 PCD は音響理論に適合したものに限られる）。

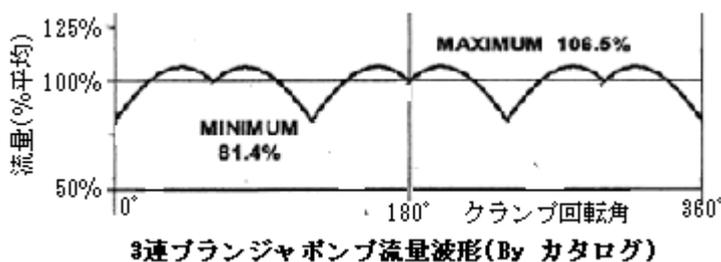
また音響解析上、ポンプ付き弁に動的効果を持たせることが要求されているが、これはポンプー配管の連成からくる要求と解せられる（弁挙動を運動方程式で解く必要がある）。

(6) 音響解析モデルについて。STD674 で云う音響シミュレーションの実質は音響解析にはかならない。その場合、規定の中に音響解析の明確な定義は見当たらない。ただ、解析の要件として

ポンプー配管の音響上の相互作用を前提としたモデル化

が要求されている（interaction、interactive という単語は規定に中できり返し使用されている）。これは脈動の伝播が加振源（ポンプ）から配管への一方的なものではなく、**両方向的なもの**であることを強調したものであると思われる。

事実、ポンプ内の流れはピストンによる外部仕事加わるものの、ポンプ付き弁を介して管路流れに直結しているから、例えば吐出側の圧力（背圧）が変化すれば、吐出側の弁通過の質量流量は変化しその波形も変化する。然るにプランジャポンプのカタログにみえる流量波形は、ポンプのクランク運動から幾何的に得られたものであるから、この固定された流量波形を用いて得られた音響応答解析の結果は参考にすぎないということになる（STD674 的に云えば然り）。

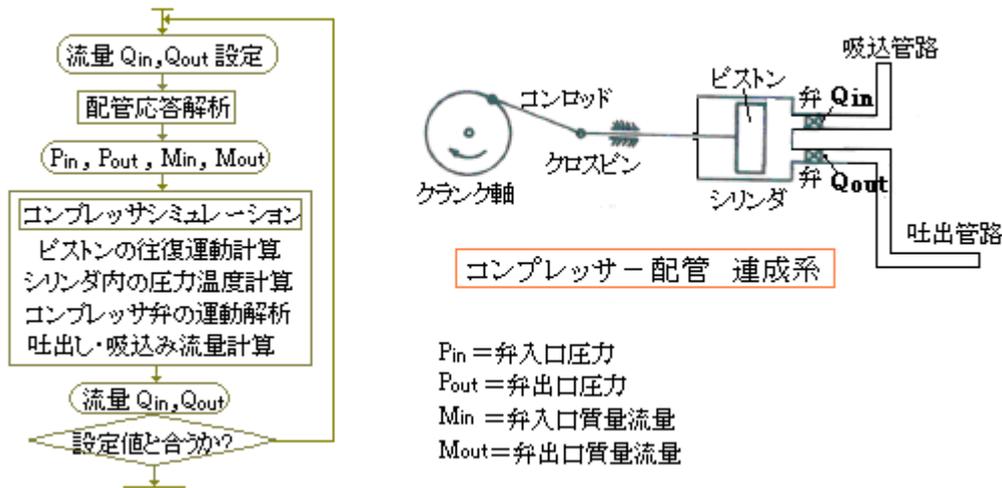


音響解析には、電気回路を用いたアナログ解析と計算機を用いたデジタル解析があるが、前者のアナログ解析では、単に回路調整のみでポンプー配管の相互作用が扱える。一方、後者のデジタル解析はポンプ内流れのシミュレーション機能と、ポンプ内流れー配管流れを連成して解析する機能が必要になる。ソフトによってはこれら機能が欠如することもあるので、解析を委託するときは注意を要する。

ポンプー配管の相互作用を斟酌したデジタル解析がどうなるか、コンプレッサの例を以下に示す。

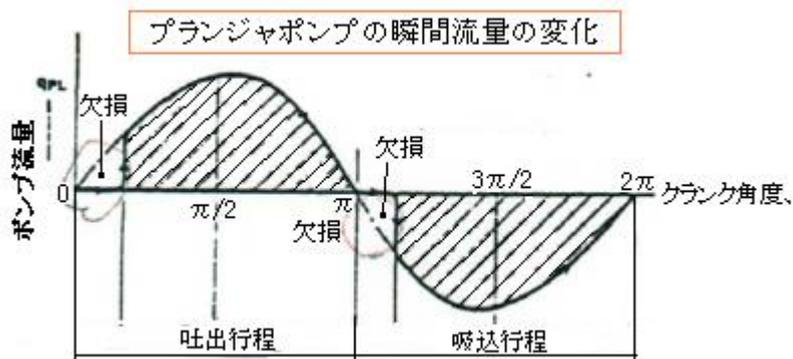
この場合、実際の計算ロジックは非常に複雑になり、煩雑な数値計算になる。ただ、コンプレッサの

場合は流体がガスであるため扱いが複雑になっているが、ポンプの場合は液体なのでもう少し簡単になると思う。



確かに STD674 の相互作用を前提とした解析は正論である。しかし、PCD などを用いて配管共鳴による圧力増幅がかなり排除できれば、配管からポンプに伝達される分が減少して相互作用が弱まり、ポンプから配管への一方通行で解析した結果と余り変わらない結果になるのではないかと思われる。

アナログ解析は相互作用を容易に扱えるので有利であるが、認証制になっているので高価で手間がかかる。もし脈動規定の適用をオプションにできるなら、脈動に対し低い許容レベルをセットし、相互作用を無視してポンプから配管への一方通行で解析する方便も考えられる。この場合、高圧のプランジャポンプではプランジャ内の液体の圧縮性によってポンプ付き弁の作動が顕著に遅れて下記のように流量波形に欠損部分がでるのでこれを是非とも考慮する必要がある<sup>(3)</sup>。



- (7) 音響モデルのモデル化範囲に関連して。基本的にはタンクのような大きな容積部分(あるいは大きな容積部分と見なされるもの)に囲われた領域がモデル化の範囲になる。その場合、容積部分の入口を開端[(12)項を参照]にする。範囲内で閉じた弁など音響を遮断する部分があれば、閉端で扱う。

吐出配管が非常に長くなって下流からの反射波の減衰が十分期待できる場合は無反射境界を設けてモデル範囲を縮小することができる。以下、無反射境界を設定してみる。テキスト(2)によれば、管路の任意位置での流体インピーダンス  $Z(x)$  は、

$$Z(x) = h/q = -Z_c \{ (C_1 e^{\gamma x} + C_2 e^{-\gamma x}) / (C_1 e^{\gamma x} - C_2 e^{-\gamma x}) \}$$

$$Z_c = i \gamma a^2 / (\omega g A) = \{ a^2 / (\omega g A) \} (\beta - i \alpha)$$

$$\begin{aligned}\alpha &= \{\omega gA/a^2\}[\{\omega/(gA)\}^2 + R^2]^{1/4} \sin\{(1/2)\tan^{-1}(RgA/\omega)\} \\ \beta &= \{\omega gA/a^2\}[\{\omega/(gA)\}^2 + R^2]^{1/4} \cos\{(1/2)\tan^{-1}(RgA/\omega)\} \\ \gamma &= (\alpha + i\beta)^2\end{aligned}$$

ここで、 $h$  = 水頭圧、 $q$  = 体積流量、 $Z_c$  = 特性インピーダンス、 $a$  = 流体音速(圧力伝播速度)、 $\omega$  = 脈動の角振動数、 $R$  = 摩擦抵抗、 $g$  = 重力加速度、 $A$  = 管路断面積、 $x$  = 管路位置、

無反射の場合、波動は $+x$ 方向のみに伝播して、 $-x$ 方向には伝播しないので積分定数は

$$C_1 = 0, \quad C_2 \neq 0$$

であるから、 $Z(x) = Z_c$  となる。ここで、摩擦抵抗  $R$  を無視すると、

$$\alpha = 0, \quad \beta = \omega/a$$

であるから、 $Z_c = \{a^2/(\omega gA)\}(\omega/a) = a/(gA)$  となる。従って無反射境界では、

$$Z(x) = h/q = p/m = a/(gA) = (a^2/g)/(aA)$$

ここで、 $p$  = 圧力(N/m<sup>2</sup>)、 $m$  = 質量流量(N/s)

になる。これをマトリックス表示すれば、

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{h} \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{m} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{a}^2/g \\ \mathbf{aA} \end{Bmatrix}$$

(8) 加速ヘッド計算について。STD674 では、音響シミュレーションを行う場合やキャビテーションをチェックする場合に、加速ヘッド計算は不要であるとしている。加速ヘッド計算法は音響解析が普及するまで脈動の大きさを見積もるために使用されてきた古典的な計算法で、以下の考えによっている。

ポンプ室の流体は、クランクの回転運動によって軸方向に押し込め/後退を繰り返すプランジャ(ピストン)運動によって容積変化を繰り返す。この運動によってポンプ室に連なる配管内の流体柱は加速(あるいは減速)される。今、配管内の流体柱を剛体と見なすと、

$$\text{加速(減速)力} = \text{差圧} \times \text{流体柱断面積} = (\text{平均圧力からの圧力変動分}) \times \text{流体柱断面積} \rightarrow F_f = P_f A_f$$

$$\text{加速(減速)抵抗} = (\text{流体柱の質量}) \times (\text{流体柱の加速度}) \rightarrow R_f = M_f \alpha_f = (\rho A_f L_f) \alpha_f$$

静的な釣り合いをとると、加速(減速)力  $F_f$  = 加速(減速)抵抗  $R_f$  であるから、

$$P_f A_f = (\rho A_f L_f) \alpha_f \rightarrow P_f = \rho L_f \alpha_f \quad (\text{ここで } L_f = \text{流体柱長さ、} \rho = \text{密度})$$

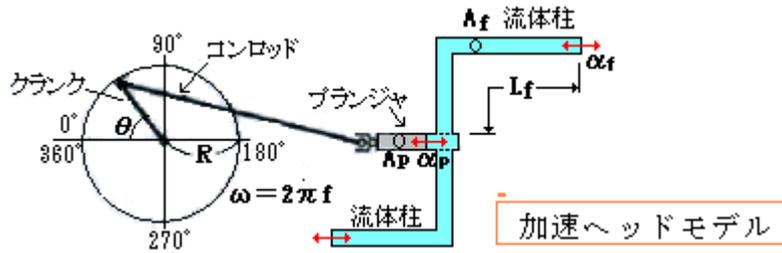
流体柱の加速度  $\alpha_f$  は、もともとクランクの回転運動に由るので、

$$\alpha_f = (A_p/A_f) \alpha_p \quad (\text{ここで } A_p = \text{プランジャ断面積、} \alpha_p = \text{プランジャ加速度})$$

従って、流体の圧力変動(脈動圧)  $P_f$  は次のようになる。

$$P_f = \rho L_f (A_p/A_f) \alpha_p \quad \text{但し } \alpha_p = R \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos \theta)$$

$\alpha_p$  はクランクの回転運動に依存するので、 $P_f$  はクランク角によって変化する(時間変化する)。 $P_f$  を水頭圧  $h_f$  で表わすと、 $h_f = \rho L_f (A_p/A_f) \alpha_p / (\rho g) = L_f \alpha_f / g = L_f (A_p/A_f) \alpha_p / g$  になる。これを加速ヘッドと呼んでいるようである。以上のような議論が成立するなら、脈動圧  $P_f$  はごく容易に得られ、面倒な音響解析を実施する必要はない。



機工便覧では、有効吸込ヘッド  $NPSH_{av}$  を次式で与えている。

$$NPSH_{av} = P_a / \gamma - (H_s' + h_s + h_{acc}) - P_v / \gamma \quad [\text{ここで } h_{acc} = L_f (A_p / A_f) \alpha_p / g]$$

ここで  $P_a$  = 吸込み液面の絶対圧、 $H_s'$  = ポンプ入口高さ、 $h_s$  = 吸込管圧損ヘッド、 $P_v$  = 飽和蒸気圧、 $\gamma$  = 液比重量、 $h_{acc}$  = 加速損失ヘッド、 $L_f, A_p, A_f, \alpha_p = hf$  式における記号定義と同じ

加速損失ヘッド  $h_{acc}$  は加速ヘッド  $h_f$  と全く同じ。脈動による圧力ヘッドの降下分を予め差し引いて有効吸込みヘッドを設定していることになる。一見、妥当な措置であるが、果たしてそれでいいのか？

以上の加速ヘッド計算は、レシプロポンプの脈動現象を擬似的に静的問題と見なして計算している。しかし実際はポンプー流体柱の関係は動的である。ポンプで発生した動的な流れ変化(流速変化)に対し配管内流体柱が共鳴すると、流量/圧力が増幅してそれが更にポンプ内の流動にはねかえってくる(即ちポンプー配管の相互作用)。この過程は音響的に扱うほかはなく、静的近似による加速ヘッド計算ではとても扱えない。機工便覧の  $NPSH_{av}$  は単に目安を与えるもので実際的ではない。

- (9) 音響解析条件について。解析条件は基本的に実際の運転状態をベースに設定すべきであるが、その場合、一般の流れ計算と違って、脈動計算は周波数レベルの変動量の計算であることに念頭におくべきである。流れ計算でいう流量/圧力は平均値をベースにした絶対量であるが、脈動計算でいう流量/圧力とはごく瞬間的な平均値からの逸脱量(相対量)である。従って、流れ計算でいう最大流量とか平均流量とかは音響解析では殆ど意味をなさないことが多い。

音響解析結果に影響を与えるパラメータには、次のようなものがある。

脈動源：脈動量(流量波形/圧力波形)、脈動周波数(回転数/プランジャ数)

管路： 流れ断面積、要素長さ、要素容積、抵抗係数、圧力伝播速度

脈動量はポンプシミュレーションによるもので運転条件とは直接関係しない。しかし、脈動周波数はポンプ回転数に依存し、可変速のポンプであれば、運転の都合で変化することがある。また、[流れ断面積、要素長さ、要素容積、抵抗係数]は運転状態に依存しないが、圧力伝播速度は運転状態によって変化する。圧力伝播速度は次式で与えられる(末尾添付を参照)。

$$C = 1 / [(\rho / g) \{1/K + (D/e)(c_1/E)\}]^{0.5}$$

分母の{ }内第2項は管の寸法/物性/拘束によるもの。これを除外すると、 $C = (gK/\rho)^{0.5}$  になる。ここで  $K$  = 流体の体積弾性係数、 $\rho$  = 流体の密度である。体積弾性係数/密度ともに運転状態(圧力/温度)に影響を受ける。故に影響パラメータは次の3つに絞られる。

脈動周波数、体積弾性係数、密度 → ポンプ回転数、流体圧力、流体温度

ただ、体積弾性率/密度変化に及ぼす圧力変化の影響は、よほど大きな圧力変化でない限り無視できる。むしろ物性データのバラツキによる影響の方が大きい。

以上の議論をまとめれば、

- ・ 運転状態量としては[ポンプ回転数/流体温度]が音響解析の結果に影響を与える、
- ・ ポンプ回転数/流体温度が変化する時は脈動周波数/体積弾性係数&密度を変えて解析する必要があるということになる。然るに、脈動周波数  $f_s$  と流体柱固有振動数  $f_n$  は

$$f_s \propto \text{ポンプ回転数}, f_n \propto (\text{体積弾性率/密度})^{0.5} \propto \text{圧力伝播速度}$$

で表わされるので、 $f_s$  と  $f_n$  の漸近状態(共振傾向)を想定すれば、

$$\text{ポンプ回転数} \propto \text{圧力伝播速度}$$

と見なせる。即ち**圧力伝播速度の変化率をポンプ回転数の変化率に置き換えてもよい**ということになる。

例えば、[物性データのバラツキ+流体温度変化]によって±10%の圧力伝播速度の変化があるなら、

$$\text{ポンプ定格回転数} \pm 10\% \rightarrow \text{解析範囲}$$

として、その範囲内で設定した代表点につき音響解析を繰り返せばいい(大抵の音響解析ソフトでは回転数範囲を指定すれば、自動的に反復計算して結果を出力するようになっていと思う)。

以上の議論は、STD674 のコメント(Appendix. E の E1.2)に合致する。なお、解析事例では

$$\text{ポンプ定格回転数} \pm 10 \sim 20\% \rightarrow \text{解析範囲}$$

にすることが多い。仮に回転数変化や流体温度変化が殆どない場合でも、物性データのバラツキなどから10%程度は必要と思われる。なお、常温状態からスタートアップするときは常温～max 運転温度の範囲で圧力伝播速度を見積もる必要がある。

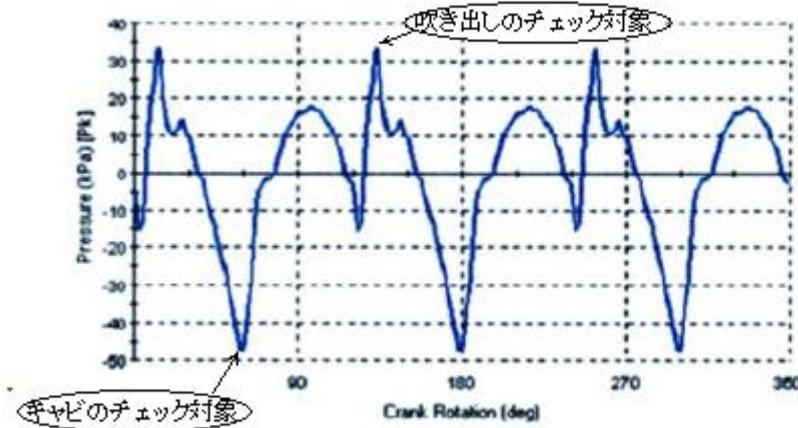
(10) 脈動レベルについて。STD674 は脈動のレベルについて、次の2重の制限を設けている。

- ① 脈動の周波数成分に対するレベルの制限 → (3.1)式
- ② 複合圧力波に対する最小/最大値の制限 → 最小値制限(3.2)式、最大値制限(3.3)式

①は、具体的な対象を持たないオーバーオールな制限と思われる。 $n$  次の脈動周波数  $f = n \cdot (\text{rpm}) / 60$  についてそれぞれ許容値を設定し管路に生じる圧力波動の  $n$  次成分を許容値以下に抑えている。(3.1)式の根拠はわからないが、配管損傷に関する経験則がベースにあると思われる。

この式を使用する場合、次数  $n$  を何次までとればいいのか? という疑問がある。計算事例では、3連プランジャのとき60次までとった例がみえる。脈動は  $[m \cdot p \cdot (\text{rpm}) / 60]$  即ち [次数 x 連数 x 基本周波数]の周波数成分で強くなる傾向があるが、次数が高くなるにつれ弱まるので、実際には  $[m = 18]$  即ち18次程度まで考えればよいとされる。この経験則によれば  $18 \times 3 = 54$  次になるから、”3連60次”の選択は妥当なところと云える。

②はローカルな制限で、平均圧力の低い吸込側についてキャビテーションの発生を、平均圧力の高い吐出側についてレリーフ弁(逃がし弁)の吹き出しを抑えるものである。(3.2)式はキャビ防止の判定式、(3.3)式は吹き出し防止の判定式である。Fig.3 や Fig.4 をみれば、式の意味がわかると思う。ただ、注意すべきは、制限対象が**複合圧力波**、すなわち[各次周波数成分を合成したもの]、すなわち[実際に観察される圧力波]になることである。実際に現れる圧力は①のような周波数成分ではないから、複合圧力波が制限対象になるのは当然の話である。下記に音響解析から得られた複合圧力波の例を示す。



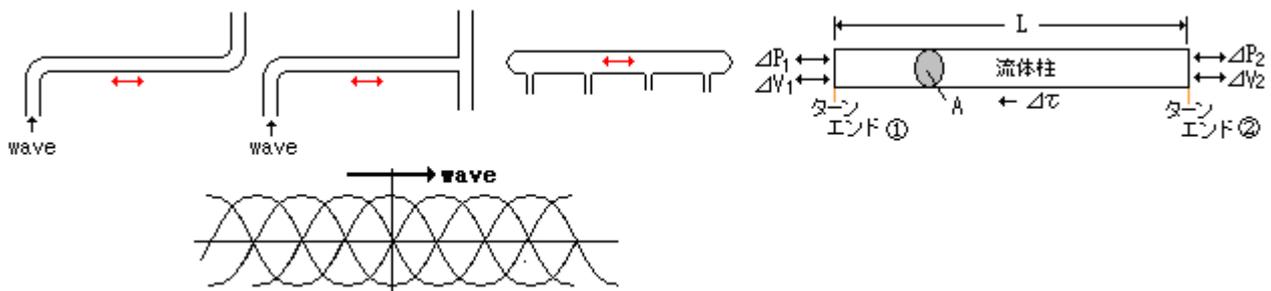
左図は3連プランジャの複合圧力波をしめす。  
360°はポンプ1回転を示す。3連なので  
その1/3の120°が1周期びなる。

複合圧力波の例

60次合成

[ キャビテーションの許容レベルとして、CPN(Cavitation potential number)という指標が使用されることがある。これは飽和蒸気圧以下になって時間の割合を%表示したもので、 $CPN < 30\%$ の時、そのキャビは許容されるという。詳細な情報はまだ得ていない。]

(11) STD674では、脈動レベルだけでなくシェーキングフォース(Shaking force)もまたチェックするようにコメントしている。シェーキングフォースは配管や容器を揺さぶる力で、対向する閉じ壁に作用する内圧推力(内圧振幅 x 投影面積)がバランスしない時に生じ不平衡力(Unbalance force)とも呼ばれている。脈動状態では複合圧力波が配管中を伝播するが、その通過に時差があるので、 $F = \Delta P_1 A_1 - \Delta P_2 A_2$ なる不平衡力(または差圧力)を生じ、これが下図のように対向する壁面を持つ配管区間や容器類を揺さぶる。通常の波動伝播であれば、その揺れは小さいが、共鳴域に入ると圧力波が増幅されて大きな揺れを引き起こすので、これを制限する必要がある。



しかし、STD674にはシェーキングフォースの許容基準が記載されていない。従ってベンダー側で自主的な基準を設ける必要がある。参考にアメリカのEDIというエンジ会社の基準を下記に示す。

強固に拘束できる配管(地這配管など)： 500 lbs (2240N) (但し配管径 $\leq 10"$  & クランプ拘束)

強固な拘束が難しい配管(架台配管など)： 250 lbs (1120N) (同上)

この基準値は、クランプサポートの剛性に配管の限界変位量を乗じて決めているようだ。

シェーキングフォースのチェックは、前項(9)で説明した脈動レベルの制限を振れの面で補強したものであると思われる。CADとリンクした音響解析ソフトでは、両端に閉じ壁のある配管区間が容易に識別できるので、シェーキングフォースは標準の出力データになっている。ただソフトによっては、閉じ壁位置の出力値を拾ってチェックすることになるかもしれない(手間がかかる)。

(12) 配管共鳴防止について。STD674はAppendix Fで、上記の脈動レベルやシェーキングフォースの

ほかに共鳴管長という指標を用いた配管の共鳴防止をコメントしている。この共鳴管長という指標は、音響解析が一般化する前からの設計手法である。配管設計で機器配置を行い配管ルーティングを決める段階で簡単にチェックできるので、音響解析を実施する前の設計レビュー(PDR)に適している。

ポンプからの脈動は、前にも述べたように $[n \cdot p \cdot (\text{rpm})/60]$  即ち [次数 x 連数 x 基本周波数]の周波数成分で強くなる傾向があるので、プランジャの基本脈動周波数 $[p \cdot (\text{rpm})/60]$ のn次の周波数成分と配管流体柱の固有振動数が一致する時の管長を共鳴管長とし、この管長の前後に10%のマージンを設けその範囲内を危険領域として回避するようにレイアウトすれば、露骨な共鳴は一応回避できる。

共鳴管長は、次のように導入される(あわせて下記のモデル図を参照のこと)。

・両端開/両端閉： $f_p = npN/60$ 、 $f_c = C/(2L) \rightarrow f_p = f_c \rightarrow L = 60C/(2npN) = 30C/(npN) \rightarrow (F-1)$ 式

・一端開他端閉： $f_p = npN/60$ 、 $f_c = C/(4L) \rightarrow f_p = f_c \rightarrow L = 60C/(4npN) = 15C/(npN) \rightarrow (F-2)$ 式  
±10%のマージンをとると、 $L = (27 \sim 33) C/(npN)$ 、 $L = (13.5 \sim 16.5) C/(npN)$ となる。

(F-1)(F-2)式で、注意すべきは、

- ・有意な脈動周波数の次数は前述の通り18次程度までであるが、(F-1)(F-2)ではn=4までである、
- ・気柱固有振動数は1次成分のみをピックアップしている

ことである。両方の高次応答が無視されている。多分、これら高次成分を含めると、他数の共鳴管長を避ける必要がでて、収束しないためと思える。ただ、両端が開/閉モードをもつ短い配管区間がポンプ廻りにでてくることがあるので、n=18即ち18次のプランジャ脈動周波数まで範囲を拡げるのがよいと思うが、どうであろう？



分類	定義、例
開端 (Open End)	入射した波動が180度位相ズレ(逆位相)で反射する音響境界をいう。 例：ボリューム要素(タンク/槽/容器/ボトルなど)入口 大気開放口、放水口、放流口 内径変化が2倍以上の拡大管入口
閉端 (Close End)	入射した波動が360度位相ズレ(同位相)で反射する音響境界をいう。 例：盲蓋、盲フランジ、鏡、キャップ、遮蔽板など 大きな絞りの弁、オリフィス類

(13)メカニカル解析/スタディについて。STD674は共振を回避/抑制するため、配管固有振動数(流体柱の固有振動数ではなくメカニカルな固有振動数、念為)を計算して、配管固有振動数>最大脈動周波数の配管すなわち剛領域の配管になるように、サポートスパン、拘束方向、サポートタイプ、サポート配置を決めることを要求している。

しかし前述のように脈動周波数は、プランジャ周波数の18次程度まで警戒する必要があるので、最大脈動周波数は高くなり、配管固有振動数は非現実的に高い値になってしまう。現実的には、プラン

ジャ(ピストン)周波数の3、4次程度を、最大脈動周波数とするケースが多いのではないかと、また配管一次固有振動数はせいぜい50Hz程度に留まるのではないかとと思われる。故に

$$50\text{Hz} > \text{配管一次固有振動数} > 3、4 \text{次プランジャ周波数}$$

が、ひとつの目安になるかもしれない。

しかし最大脈動周波数は決して3~4次止まりではない。TS作成者の経験ではしばしば、7~9次程度で脈動が卓越している。そこで、3~4次、4~5次のちょうど中間ぐらいに配管の1次固有振動数を置くのが妥当ではないかと思う。配管のような梁構造では1次固有振動数が卓越しており、2次、3次といった高次成分の共振は軽くなるので、1次固有さえ3~5次脈動をかわせば有意な共振は回避できるような気がする。

以上は剛領域を目論んだものであるが、逆に柔領域(配管1~3次固有振動数<1次脈動周波数)を狙った設計も考えられると思う。配管の固有振動数は1次が卓越しているのは上述の通りであるが2次、3次も軽微とはいえ、卓越傾向のある1次脈動と結びついて振動が強まる恐れがあるので、1~3次固有を絡げて、1次脈動以下にすれば、有意な共振は回避できると思う。ただこの場合は、あまりに1~3次固有を下げ過ぎると、別趣の振動あるいは地震などで大揺れする恐れがあるので、少なくとも5Hz程度以上にはキープする方がよいと思う。

なお、共鳴管長のときに±10%の範囲内を共鳴域とし、その範囲の外を選択したように、共振の場合もある幅をもって共振域とし、その範囲の外を選択する必要がある。ASME Appendix.Nでは

$$f_n < 0.7 f_s \quad \& \quad f_n > 1.3 f_s \quad \rightarrow \text{共振無し}$$

としている。ここで、 $f_n$ =固有振動数、 $f_s$ =加振振動数。本ケースでは、 $f_s$ は脈動周波数に該当する。参考になるかと思う。

さて、配管の共振回避には2つのポイントがある。

- ① 配管レイアウト前：配管拘束スパンの設定→電卓による固有振動数計算
- ② 配管構造解析のとき：全体モデルによる固有振動数チェック→コンピュータ解析

STD674の記述は、プレ的な①を強調しており、②はあいまいになっているが、形状が複雑で、弁などの集中荷重が散在するようなケースでは、①だけで配管系の固有振動数をチェックするのは難しい面がある。実情としては①で軽くスパン間隔の目安をたてて②で精算しているようである。ただ、配管振動にはかなり局所的なものも含まれるので、スパン毎に小まめに固有振動数を見ておく必要があると思う。

(14) **引き続きメカニカル解析/スタディ**について。メカニカル解析規定において最大の問題は、果たして**STD674の要求通り、振動応答解析→高サイクル疲労評価を行うべきか**という点にある。STD674の文言通りであれば、固有振動数チェック+振動応答解析/評価で、コンプライトなメカニカル解析/スタディということになる。確かに固有振動数のチェックだけで共振が押さえこめるという保証はない。しかし、かなりの費用と時間をかけて振動応答解析/評価を実施する必要があるのだろうか？

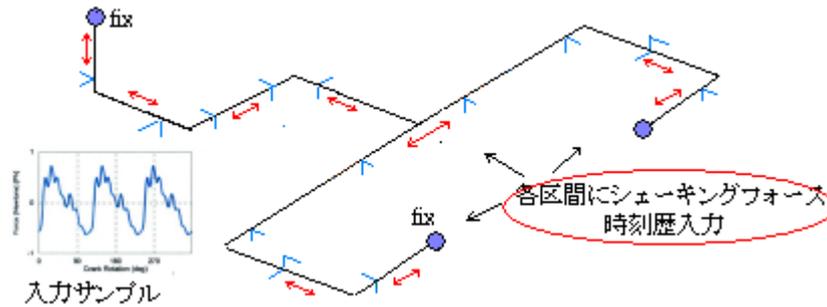
どう解釈されて運用されているか情報は無い。故にTS作成者の単なる憶測になるが、

- ① 何らかの事情で、許容レベル以下に脈動を抑えきれないか、許容レベルに収まっても増幅する恐れがある場合に、あるいは
- ② 何らかの事情で、共振領域をかわせないか、一応かわしていても共振領域に入る

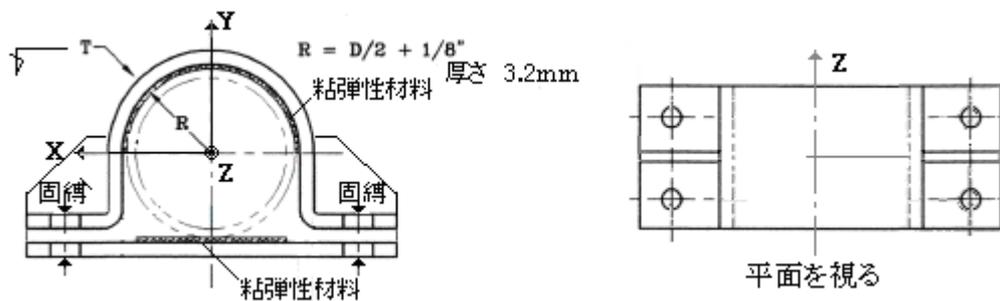
恐れがある場合に、あるいは

③ 高度の信頼性を要求される設備あるいは防災上重要度の高い設備の場合に、振動応答解析/評価が実施されているような気がする。

なお振動応答解析にはいくつかの方法があるが、時刻歴でシェーキングフォースを与えて動解析するのが最も手早いと思う。



(15) 配管の支持拘束等について。脈動配管では以前からクランプタイプのサポートが用いられている。クランプタイプはUボルトのようなピンタイプに比べて、拘束度(特に回転拘束度)が強くダンピング(減衰)効果も高い。特にゴムシートなどを併用すると減衰能がアップする。STD674もクランプタイプを暗に推奨しているようである。



因みに共振スパン排除やクランプタイプ採用の他にも、次のような防振上の配慮がある(参考まで)。

- ・ 不必要なエルボは排除する、また曲げ角度の大きなエルボを採用する。
- ・ 可能な限り曲管/エルボの片端近くを拘束する。
- ・ クランプ等の拘束金具の剛性をアップする。
- ・ 弁など集中荷重や配管不連続部を最寄の位置で支持拘束する。
- ・ 長い直線配管部分は3箇所以上をクランプで拘束する。
- ・ 小径の分岐ノズル/管台には補強板を取り付ける。小径分岐ラインも十分拘束する。
- ・ 伸縮継手の固有振動数をチェックする、拘束方向を検討する。
- ・ 配管の減衰能(ダンピング)をアップする。

(16) その他スタディ(オプション)に関して。STD674 ポンプ付き弁の動的応答スタディの記述はわかり難いが、弁体の挙動を質量-バネ-ダッシュポットモデルで扱って、ポンプ-弁流れ/圧力変動/弁体衝突等を解析しポンプ構造の健全性を確認するもので、ポンプ-配管の相互作用を斟酌したディジ

タル解析と部分的に重複していると思われる。ポンプメーカーの役割と考えていい。

また配管のフレキシビリティ解析は、脈動・振動には直接関係していないが、支持拘束を嫌うので、振動対策用の支持拘束とは矛盾しており調整が必要になる。プランジャポンプの反力計算も含まれる。

#### 添付－圧力波伝播速度

圧力波伝播速度(いわゆる流体音速)Cは次式の通り<sup>(3)</sup>。気泡の混入の有無で大きく変わるので注意。

- 気泡混入なし： $C = [(k_w g / \gamma_w) / (1 + (k_w / E)(D / t)C_1)]^{0.5}$
- 気泡混入有り： $C = [\{ \gamma_w - (\gamma_w - \gamma_a)(V_a / V) \} / g] [\{ 1 + (k_w / k_a - 1)(V_a / V) \} / k_w + DC_1 / (tE)]^{-0.5}$

ここで C=圧力波伝播速度(m/s)、 $k_w$ =液体の体積弾性係数(N/m<sup>2</sup>)、

$k_a$ =気体の体積弾性係数(N/m<sup>2</sup>)、 $\gamma_w$ =液体密度(N/m<sup>3</sup>)、

$\gamma_a$ =気体密度(N/m<sup>3</sup>)、g=重力加速度(m/s<sup>2</sup>)、

V=(液体+混入気体)混合体積(m<sup>3</sup>)、 $V_a$ =混入気体の体積(m<sup>3</sup>)

E=管材の縦弾性係数(N/m<sup>2</sup>)、D=管内径(m)、t=管肉厚(m)

$C_1$ =管路の拘束条件による係数(-)、

拘束係数  $C_1$ は管体の動きの影響を考慮するもので、通常の配管では  $C_1=0.85 \sim 1.0$  の範囲にある。

上流端のみ支持で残りはフリー： $C_1 = 1 - \nu / 2$  ( $\nu$  =ポアソン比、鋼管のとき 0.3)

全長にわたって軸方向の動き拘束： $C_1 = 1 - \nu^2$

全長固定だが固定台間に伸縮継手設置： $C_1 = 1$

實際上、係数  $C_1$ は余り影響しないので、 $C_1 = 1.0$  とすることが多い。

引用文献テキスト：

(0) API STD 674 Positive Displacement Pumps – Reciprocating (Second Edition 1995)

(1) 「Controlling the effects of Pulsations and Fluid Transients in Piping Systems」 SRI (Jun. 1987)

(2) V. L. Streeter, E. B. Wylie 「Hydraulic Transients」

(竹中利夫監訳、流体過渡現象、日本工業新聞社)

(3) 横山重吉 「現代理工学大系－水撃入門」 (日新出版)